油圧歯車駆動による動力伝達(続報)*

中 石 実**

Power Transmission with Hydraulic Gear Drive System
(Succeeding Report)

by Minoru NAKAISHI

In the previous report, some experimental results were described on a system of which theoretical speed ratio (gear motor rev./gear pump rev.) was 1.0. But the system of which theoretical speed ratio is not 1.0 is more available. This paper reports the experimental results of the latter system. Experiments were conducted in the laboratory and then on a turnig gear, crane car and etc. The capacities of the system are 15 HP in output and 15 kg-m in torque. Experiments showed a good result.

1. 緒 言

さきに、著者は歯車ポンプを2台組合わせて、一方をポンプ、他方をモータとした油圧駆動系において、ポンプとモータが同歯車型の場合、すなわち駆動系の理論回転比が1である油圧系の一例をあげて、その実用性を検討したことがある⁽¹⁾。その後、実用時におけるモータ側はポンプ側に対して減速あるいは増速の

機会が多いので、これらを対象とし理論回転比が1でないものについて実験を重ね、さらにその応用研究を行ってきた。以下はその概要である。なお本駆動系を応用してかなり良い成績をあげている装置例について簡単に検討してみた。

2. 供試駆動系統について

供試機として第1表に示す3型式、各3台の歯車が

第1表 供試機の歯車諸元

諸元 型式	歯数	モジュール	ピッチ円 直径 mm	歯車外径 mm	歯幅 mm	軸径 in	ころ軸受ころ 直径×長さ in	理論流量 cc/rev
1 型	12	4	48	56	28	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16} \times 1$	33.8
2 型	14	5	70	80	32	1	$\frac{3}{16} \times 1\frac{1}{2}$	72.5
3 型	18	5	90	100	65	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4} \times 1\frac{1}{2}$	180.0

ンプを準備し、このうち2型式、各1台を選び1組の駆動系を作った。動力伝達面には減速系の方がよく利用されるから、ここではこれらを組合せた第2表に示す3種類の減速駆動系の場合について述べる。もちろん各駆動系におけるモータ側の1回転の理論流量の方がポンプ側のそれよりも大きい。各型式いずれも歯形

は圧力角25°の標準インボリュート、歯先および側面すきまは製作寸法においてそれぞれ0.08 mm, 0.05 mmである。なお駆動油として#120マシン油を用いた。

各型式の供試機をいずれも3台準備した理由は、単に供試機1台だけで1型式を代表させた場合、不測の事故によってかたよった実験結果が表われることをおそれ、これを防止するためである。したがって後に述べる実験結果は1駆動系につき1組を実験した跡でなく、実は同型別機2組以上について同じ操作を繰返して得た結果の総合である。

実験装置は前回の装置を多少改良して用いたが、これについては前報したので説明を省略する。

3. 実験結果と特性の考察

このように9台の供試機によって性能試験を行った

第2表 供試駆動系の種類

駆動系 番号	油圧ポンプ	油圧モータ	理論回転比 モータ/ポンプ
第1	1 型	2 型	0.47
第2	2 型	3 型	0.40
第3	3 型	3 型	0.19

* 昭和32年1月26日 関西支部研究発表講演会において講演、
原稿受付 昭和32年1月30日

** 正員、神戸大学。

が、3 型の供試機 1 台は工作精度 やや不良 のため*、これを組合した駆動系の総効率は同種類の駆動系よりも、総効率において 5~8% 低下した結果が得られた。しかし残り 8 台を組合した各駆動系は、それぞれ効率において 2~3% の差異があるに過ぎなかった。このことから駆動系特性上の主要因子であるすきま量および機械抵抗の大きさなどが供試機と同程度であれば、別品でもその性能は実用上本結果と大差がないと推定している。

a. モータトルク 油圧ポンプによって駆動せられる定容積型モータに負荷を与えると、連結管系内に油圧が発生する。負荷理論トルクを $T_{th}(\text{kg-cm})$ 、モータ 1 回転の理論吐出量を $q_M(\text{cm}^3)$ 、駆動圧力を $P(\text{kg/cm}^2)$ とする。吐出し側が大気圧であると

$$T_{th} = Pq_M / (2\pi) \quad (\text{kg-cm}) \quad \dots\dots\dots (1)$$

である。しかし実際には、モータ軸におけるトルク T は T_{th} より小さいので

$$T = \eta_t Pq_M / (2\pi) \quad (\text{kg-cm}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

で表わす。 η_t はトルク効率である。

供試駆動系の油温 30°C におけるトルク T および

トルク効率 η_t の実験結果は第 1 図のとおりである。モータ回転数 N_M が零附近のトルク、すなわち始動トルクは点線で示す理論トルク T_{th} より低いある値を示している。そして N_M が増加するにしたがって漏れの割合が少くなるので T は漸次増し η_t は向上する。 N_M と T の関係は図示のように実験範囲内の回転数ではほぼ直線的であった。この特性は、前報した駆動系例と異なっている。前例の η_t は N_M の増加に伴い低下していた欠点があった。これについては軸受能力の不足、高圧駆動下における歯先とケーシング内面の接触による摩擦損失トルクの存在およびパッキンの過度緊縮が原因していたと判断している。それで今回は軸受能力を増して第 1 表に示したころ軸受を用い、工作上特に軸受中心と歯車中心の一致に留意した。本例においては η_t の最高部を実験範囲内で十分求めることができなかったが、これは図示のように N_M および駆動圧力の増すに伴い、すなわち出力の増大するに従って向上している。それで供試機程度ならば通常の使用圧力 (30~80 kg/cm^2) において 80% 以上の値が得られる見込みがある。

なお、歯車とケーシングの間のすきまは性能上重要因子であるが、これは回転数、駆動圧力および駆動圧によって定まる適当な値がある⁽²⁾。しかし適正なすきまの量がわかっていても実際の工作面においては、これを厳密に保持し難いことと、実用面から要求されるスリップ減少のために、このすきまは過小にとられやすい。このときはもちろん、流体のせん断抵抗を増し、トルク効率は低下する。

起動時はモータ自身、および負荷の慣性量に加わってその負荷トルクは増大する。それで (2) 式に示された P は起動の瞬間やや大きな値となる**。しかし圧力が高ければそれ相当に漏れも多いので異常な大きさはならない。この瞬間上昇圧力は負荷慣性量および流体粘性の大なるほど、またモータとポンプにおけるケーシングと歯車間のすき

第 1 図 各駆動系のトルク (油温 30°C)

* 本機は運転中かなり騒音があつた。

** 第 1 図に示され始動時 ($N_M=0$) のトルクに対応する駆動圧力は、この瞬間上昇圧力を示していない。

まが小さいほど高い値を示す。例示すると第1および第2駆動系を応用した後述の5 ton 旋回台と3 ton 巻上装置では、ブルドン管圧力計に表われた値では最大1.4Pである。

駆動圧およびポンプ回転数が一定であるとき、油温が上昇すると、もちろんモータ回転数は減少するが、このときのトルクの減少の割合もほぼ一定であって、前の実験と同じ傾向を示した。第2図はさらにポンプ回転数をも変化した場合の実験結果を表わしているが駆動系の回転数が増加すると粘性の影響が少くなり、

第2図 油温変化によるモータトルク (第3駆動系)

第3図 ポンプとモータの回転数 (油温 30°C)

トルクの値はほぼ一定値に近づくことを示している。

b. 駆動系回転特性 ポンプおよびモータの回転数をそれぞれ N_P, N_M , 1回転の理論吐出し量と同じく q_P, q_M とすると

$$N_M/N_P = \eta_{vP} \cdot \eta_{vM} (q_P/q_M) \dots\dots\dots (3)$$

で表わされる。 η_{vP}, η_{vM} はそれぞれポンプおよびモータの容積効率を示しいずれも1より小さい値であって

$$\eta_{vP} = \text{ポンプ吐出し量} / \text{ポンプ理論吐出し量}$$

$$\eta_{vM} = \text{モータ理論吐出し量} / \text{モータ吐出し量}$$

を表わす。ただしポンプ吐出し量およびモータよりの吐出し量は実際には同量であるので、今後、駆動系流量と呼ぶ。なお、(3)式の $(\eta_{vP} \cdot \eta_{vM})$ は駆動系の容積効率と考えてよく、また $\eta_{vP} = \eta_{vM} = 1$ とおけば理論回転比である。これらの関係を供試駆動系の実験値第3図によって考察してみる。同図は油温が30°Cのとき、有効駆動圧力(モータ入口と出口との差圧)をパラメータとして横軸に N_M 縦軸に N_P または N_M/N_P を表わした。点線で示す値はそれぞれ47%, 40% および19% であって駆動系の理論回転比であるが、これは $N_P - N_M$ 線図でいえば駆動圧力が大気圧の場合とほぼ一致している。ここで断っておくが、実際の試験においてモータが回転しているときは、たとえモータに負荷を与えなくとも、管系の流体抵抗やモータ自身の抵抗のため若干(2~3 kg/cm²)の駆動圧が存在するものであり、駆動圧力が大気圧に近い実験を行うことはできない。図示のように N_M と N_P の間には直線関係があり、しかも等圧線は平行になった。このことは定った駆動系においては回転数に関係なく、駆動圧が一定ならばポンプとモータ内の漏れは一定であることを意味する。低速回転において N_M/N_P の値は小さいが、回転数の増加にしたがってほぼ一定の割合となり、スリップは少くなる。この状態では駆動系効率もまた向上しているから、特にスリップを問題とする

装置の駆動系回転数を定めるには、次節で述べる方法に準ずればよいと考える。

第4図は油温上昇が回転数におよぼす影響を示した。 N_P が一定であるとき、 N_M の減少の程度を比較判断することができるので、これも駆動系設計上の参考となった。

以上のように駆動系内の漏れは避けられないから、ポンプの運転開始と同時にモータは回転し始め

第 4 図 油温上昇による回転数の変化 (第 3 駆動系)

第 5 図 最低必要ポンプ回転数 (第 1 駆動系)

ない。すなわち与えられたトルク (したがって駆動圧が定まる) のもとにモータが回転し始めるには、ポンプはある回転数以上に回転していなければならない。この関係を第 1 駆動系について示したものが第 5 図である。点線は油温の上昇に伴ってモータを回転し始めるに必要なポンプ回転数 N_P が増加するありさまを*、実線は同様にモータが 300 rpm であるときの N_P を示している。本図は縦軸の N_P を 2 重対数目盛、横軸の油温を等目盛で表わすと N_M を一定とした一群の曲線は平行直線群で表わされる。ただし N_M が変化するとそれに応じて各直線群の傾きは変ってくる。

なお第 (3) 式に第 3 図の N_M/N_P の実験値を代入すると、この場合の駆動系容積効率 $\eta_{vP} \cdot \eta_{vM}$ を知ることができる。この値は、たとえば、第 2 駆動系で、約 90% を示すときは P が 80, 60 および 40 kg/cm² に

* ここに示す油圧は瞬間上昇圧力でなく、平均駆動圧力である。

において N_M はそれぞれ 500, 300 および 180 rpm であった。

c. 駆動系流量とモータの容積効率 ポンプおよびモータの理論流量をそれぞれ Q_P , Q_M , 駆動系流量を Q とするともちろん $Q_P > Q > Q_M$ である。このうち Q_P と Q の関係は既往の文献⁽³⁾で明りょうであるから省略し、ここでは Q と Q_M の実験結果を第 6 図に示した。図において流量線と理論流量を示す点線との縦軸方向の差は、油圧モータ内の漏れを示すことになるが、一定駆動圧では回転数に影響なく、ほぼ一定である。しかし一定回転数においては駆動圧が増すにしたがい漏れの割合が増加しており、流量線の間隔は次第に広がる**。この点、歯車ポンプの特性と異なっている。この表示法によれば、歯車ポンプの流量線は理論流量を示す点線の下側に等間隔で示されるようになる⁽⁴⁾。漏れの割合が高圧になるにしたがい増す傾向は第 3 図にも表われている。

d. 油圧モータの出力とポンプ入力 ポンプ入力を HP_P , モータ出力を HP_M , ポンプとモータの効率をそれぞれ η_P および η_M とする。配管内で消費せられる損失動力を無視すると

$$HP_M = \eta_P \cdot \eta_M \cdot HP_P \quad \dots \dots \dots (4)$$

となる。 $(\eta_P \cdot \eta_M)$ は駆動系の総効率である。本実験では動力計により HP_M を、またあらかじめ出力対入力の検定をしてあるポンプ駆動電動機の入力を電力計で測定してその出力、すなわちポンプ入力 HP_P を得た。この一例を第 7 図に示す。総効率は最大 60% であり、このときはほぼ $\eta_P = 80\%$, $\eta_M = 75\%$ になっている。ポンプ入力を推定するには駆動トルクと回転数

** 供試モータには歯車かみあい部における閉込め防止のため、閉込み流体がその吐出し側に向うよう長方形の逃げみぞを設けた。これがその一因であるかもしれないが主因とは考えられぬ。目下探究中である。

第6図 駆動系流量とモータ容積効率 (30°C)

から決定される HP_M に対してこの $(\eta_P \cdot \eta_M)$ を適当に見積ったらよいと考える。

4. 適正運転に関する一考察

流体の粘性係数を μ とすると、歯車ポンプと歯車モータの効率は、それぞれ $\mu N_P/P$ および $\mu N_M/P$ の関数である⁽⁵⁾。このうち一定の N_M を与える N_P はだいたい P に比例し、 μ に反比例している関係にあるから本駆動系の効率はいちおうまとめて $\mu N_M/P$ によって整理されるはずである。それで油温、 N_M および P をいろいろ変えた多数の実験を行い第8図にまとめてみた。同図は第2駆動系の場合で μ をボアズ、 P を kg/cm^2 、 N_M は毎分回転数をもって示してある。実験値は図示のとおり、ほぼ一曲線上にのっており、 $\mu N_M/P = 2 \sim 4$ のときが最も良好な作動状態であった。他の2駆動系においてもだいたい同様な結果をえている。一般に駆動系効率はすきまの大きさに関係がある

から、この値をすべての駆動装置に適用するには無理があるが、特殊高粘度の流体を用いないかぎりそのすきまは普通供試機程度になるから、適正な運転条件を見出すにはいちおう $\mu N_M/P > 2$ を目安とすればよいと思う。回転比 N_M/N_P の値がほぼ一定となるときの、だいたい同様であり、これについては前言した。

なお、標準インボリュート歯であれば、歯車ポンプの場合と同じくモータ側にも歯車かみあい部において流体の閉込みがあるので、これを防止するために逃げみぞを必要とす

る。著者は閉込み流体を吐出し側に向かうよう設けた。試みにこれを設けていないモータと駆動したところ、猛烈な騒音を発して回転し、その効率は出力の大きいほど低下した。

第7図 駆動系入力・出力および効率 (30°C)

第 8 図 無次元量による実験結果の整理

5. 応 用 例

例 1. ころによって支持せられる重量 5 t の旋回台 (第 9 図) 直径 1 m の円周上に配列されころの抵抗係数を 0.2 と見積って必要旋回トルクを計算すると 500 kg-m, この値を用い鎖車 (減速比 1/6) およびウォーム歯車装置 (減速比 1/35) における効率をそれぞれ 0.9 および 0.6 と見積り, ウォーム軸に直結せられたモータのトルクを計算すると $T=4.4 \text{ kg-m}$ となる。

次にモータ容量を決定する。駆動圧力を 45 kg/cm^2 , $\eta_i=0.8$ とすれば (2) 式より $q_M=77 \text{ cm}^3$ となるので

第 9 図 応用例, 旋回台略図

供試機 2 型 ($q_M=72.5 \text{ cm}^3$) くらいが適当と認める。これを用いるとして再び (2) 式により P を検討してみると $P=47 \text{ kg/cm}^2$ となる。これに対して実用している装置では起動に約 50 kg/cm^2 , 旋回中 $30 \sim 35 \text{ kg/cm}^2$ を示している。

ポンプとして 1 型を用い, $N_P=1200 \text{ rpm}$ で駆動する。ウォーム軸 (モータ軸) の回転数は (3) 式において $\eta_{VP}=\eta_{VM}=0.9$, $q_P=33.8 \text{ cm}^3$, $q_M=72.5 \text{ cm}^3$ を代入して $N_M=453 \text{ rpm}$ となる。これに対して本実験では 30°C において 460 rpm , 50°C において 420 rpm であった。

流体として #120 マシン油を用い, $\mu=0.39$ ポアズ (40°C), よって $\mu N_M/P=3.75>2$

モータ出力は N_M と T より計算されて $HP_M=2.7 \text{ HP}$, 総効率 ($\eta_P \cdot \eta_M$) $=0.6$ とすれば (4) 式よりポンプ入力 $HP_P=4.5 \text{ HP}$ となる。ただし冬期寒冷時にはこ

の値以上の入力を要することがありうる。

例 2. トラック積載 3 t 油圧クレーン (第 10 図)

鋼索巻取り平均直径を 30 cm とする。図示の構造ではその回転モーメントは 225 kg-m , ウォーム装置減速比を $1/35$, 効率を 0.6 としてウォーム軸に直結せられたモータの必要トルクを計算すると $T=10.7 \text{ kg-m}$ となる。

第 10 図 クレーントラック略図

モータ容量は前例に準じて決定する。この場合は 3 型 ($q_M=180 \text{ cm}^3$) くらいを適当と認める。 $\eta_i=0.8$ として (2) 式により駆動圧を計算すると, $P=46.8 \text{ kg/cm}^2$ となるが, 巻上げ開始時の瞬間上昇圧力はこの 1.4 倍くらいに見込まねばならぬ。

ポンプとして 2 型を用い, PTO 歯車によって原動機動力を伝え $N_P=700 \text{ rpm}$ で駆動する。 $\eta_{VP}=0.9$, $\eta_{VM}=0.85$ として (3) 式から $N_M=255 \text{ rpm}$ となる。これに対して無負荷のときは近似的に $\eta_{VP}=\eta_{VM}=1.0$ として計算すると 280 rpm , 本実験による第 2 駆動系の結果では, この駆動圧のもと油温 30°C のとき 260 rpm , 40°C のとき 230 rpm となっている。

なお, 荷重速度を計算すると 5.8 cm/s となる。動力に関しては前例に準じて計算できるが, 第 7 図の第 2 駆動系例はこの参考となる。

別に旋回用油圧モータを設ける。これは前例に準ずるから省略する。

巻上げ用モータおよび旋回用モータを 1 基のポンプ

第 11 図 クレーン用切換弁説明図

によって駆動するため、第 11 図にその原理を示す切換弁を、またポンプとモータ間の管路内に安全弁を設け、過負荷によって油圧装置に無理を与えぬよう配慮した。

6. 結 論

従来使用されている回転羽根式油圧モータは、比較的低速において漏れがあり、スリップが多いようである。一方、斜板を用いた多数ピストン型等は漏れは少ないが構造複雑で製作費が高くなる。歯車モータは製作が手軽であり、比較的到低速において漏れが少いよう製作することができるので、この点、前二者の中間的

地位にあり、1000 rpm 以下の動力伝達にはかなり良い成績を収めることが認められた。

終りに本研究に対し御助言を賜った神戸大学教授速水恵次先生ならびに協力された新明和興業会社平田工場長以下関係職員の方々と森昌義君に謝意を表す。

文 献

- (1) 筆者, 機械学会論文集, 19 巻 85 号 (昭 28).
- (2) 市川, 機械学会論文集, 18 巻 77 号 (昭 27).
- (3)(4) たとえば葛西・生井, 機械学会論文集 19 巻 81 号 (昭 28).
- (5) (2) に同じ.

621.833.35

インボリュートねじ歯車の理論 (第1報)*

荻 野 修 作**

A Fundamental Study on the Involute Spiral Gear (1st Report)

by Shūsaku OGINO

At first, we study the action between a pair of involute helicoids in a most general form.

Now preferring a range of the axial angle adequately to the above general meshing, we can drive the standard meshing that the pitch cylinders are out side each other, touching in a point and the meshing, obtained by a continuous variation of the axial angle from the standard case.

For those meshing we construct certain general expressions of the reversible involute gears.

These expressions are the foundation for the design of the involute spiral gear.

1. ま え が き

インボリュートねじ歯車のかみあいは、これまで多くの人々により、繰返えし論ぜられて来たところのものであるが、ここではこのねじ歯車のかみあいを基礎円柱半径、基礎円柱ねじれ角の知られている二つのインボリュート・ヘリコイド面を、与えられた軸角 Σ 、軸間距離 C の位置において、かみあわせるという形で論ずる。この際軸角 Σ は、基礎円柱ねじれ角の大きさに基いて、その取りうる値の範囲が制限され、そしてこの軸角の取り方により、種々の場合が可能である。本報告では、まずこのことを明らかにすることによって、従来のかみあい理論⁽¹⁾を一步進めようと試みた。

さて、普通にねじ歯車として用いられているかみあいは、両方の刻み円柱が互の外にあって一点で接する場合およびこの位置から軸角を連続的に変えることに

よって得られるものである。そこで、次にかようなかみあいを上記の一般の場合から更に軸角に制限を与えることにより摘出し、ねじ歯車が成立するための必要十分条件、すなわち、いわゆる歯車の一般式を構成する。その一般式は、筆者の与えたインボリュート平歯車の一般式⁽²⁾にならい、歯車の軸直角歯末の圧力角を基礎の変数として採用する。かくて、これまでに諸家により、ねじ歯車に対して与えられた種々の条件式⁽¹⁾は、一般式中に簡明な形を得て、統合、包括される。

2. 座標系のとり方

添文字 λ は、つねに 1 または 2 を表わすものときめておく。右手系直角座標系 $O-\xi\eta\zeta$ で、この座標系を $O\zeta$ を軸として、反時計方向に β_{λ} だけ回転し、更に $O\zeta$ の正の方向に b_{λ} だけ平行移動することにより得られる座標系を $O_{\lambda}-\xi_{\lambda}\eta_{\lambda}\zeta_{\lambda}$ ($\zeta_{\lambda}=\zeta$)、更にこの静止座標系に関して、 $O_{\lambda}\xi_{\lambda}$ を軸として、定角速度 ω_{λ} で回転している座標系を $O_{\lambda}-\xi_{\lambda}\eta_{\lambda}\zeta_{\lambda}$ ($\xi_{\lambda}=\xi_{\lambda}$) とする。ただし $O_1\xi_1$ 、 $O_2\xi_2$ の向きはそれぞれ $\omega_1>0$ 、 $\omega_2<0$ なるよう

* 昭和 30 年 4 月 7 日 第 32 期定時総会講演会において講演、原稿受付 昭和 32 年 7 月 3 日。

** 正員、青森県三本木高等学校。